

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **10259721 A**

(43) Date of publication of application: **29.09.98**

(51) Int. Cl.

F01P 3/12
B60L 11/14
F01P 3/20
F01P 11/18
F28F 9/02
H02K 9/18

(21) Application number: **09063993**

(22) Date of filing: **18.03.97**

(71) Applicant: **TOYOTA MOTOR CORP**

(72) Inventor: **SUZUKI MAMORU**

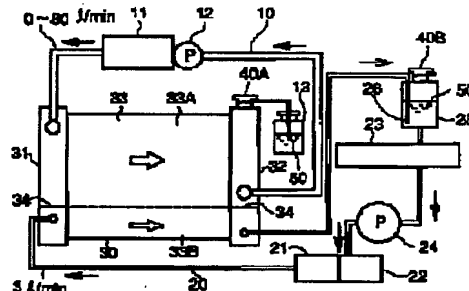
(54) **POWER COOLING DEVICE FOR HYBRID CAR**

COPYRIGHT: (C)1998,JPO

(57) Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To perform integral formation of a radiator and independent control of a cooling water temperature, in a cooling system on the internal combustion engine side and a cooling system on the electric motor side.

SOLUTION: This cooling device for a hybrid car comprises a cooling water circulation passage 10 to cool the internal combustion engine 11 side; a complete closed type second cooling water circulation passage 20 to cool the electric motor 21 side; a radiator 30 to integrally form the radiator parts of the two passages 10 and 20; and a partition 34 arranged at a tank 31 situated upper stream from the radiator and a tank 32 situated downstream from the radiator. In this case, the cap pressure of a second cooling water circulation passage 20 is set to a value exceeding a sum of the cap pressure C of the first cooling water circulation passage 10 and the pressure loss (e) of the core part of the first cooling water circulation passage 10. A small hole is formed in a partition 34 arranged at a tank 32 on the downstream side.



(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平 10 - 259721

(43) 公開日 平成10年(1998)9月29日

(51) Int. Cl. ⁶	識別記号	F I
F 0 1 P	3/12	F 0 1 P 3/12
B 6 0 L	11/14	B 6 0 L 11/14
F 0 1 P	3/20	F 0 1 P 3/20
	11/18	
F 2 8 F	9/02	F 2 8 F 9/02
	3 0 1	3 0 1
審査請求	未請求	請求項の数 4
		O L
		(全 8 頁)
		最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平9-63993

(22) 出願日 平成9年(1997)3月18日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社
愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 鈴木 衛

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

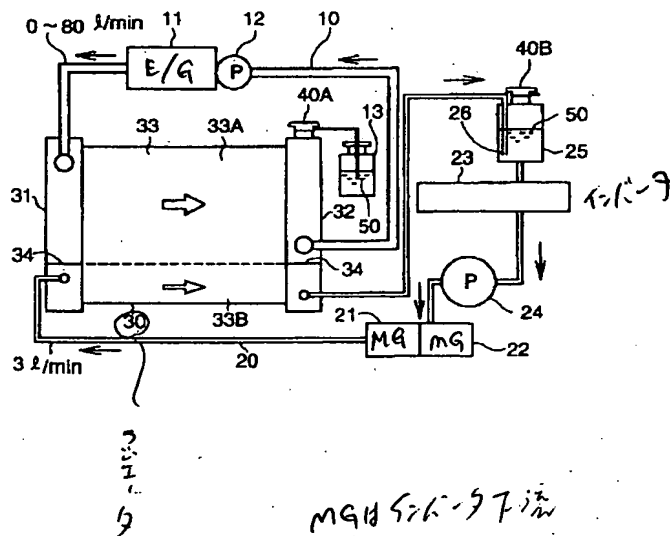
(74) 代理人 弁理士 田淵 経雄

(54) 【発明の名称】 ハイブリッド車用動力冷却装置

(57) 【要約】

【課題】 内燃機関側冷却系統と電動機側冷却系統について、ラジエータの一体化と冷却水温度の独立制御を可能とすること。

【解決手段】 内燃機関 11 側を冷却する第 1 の冷却水循環通路 10 と、電動機 21 側を冷却する完全密閉型の第 2 の冷却水循環通路 20 と、両通路 10、20 のラジエータ部分を一体化したものラジエータ 30 と、ラジエータ上流側タンク 31 およびラジエータ下流側タンク 32 に設けた仕切り 34 と、を有するハイブリッド車用冷却装置。第 2 の冷却水循環通路 20 のキャップ圧を、第 1 の冷却水循環通路 10 のキャップ圧 C と第 1 の冷却水循環通路 10 のコア部の圧損 e との和以上とする。下流側タンク 32 に設けた仕切り 34 に小穴をあける。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 内燃機関側を冷却する冷却水が流れる第1の冷却水循環通路と、

電動機側を冷却する冷却水が流れる第2の冷却水循環通路と、

前記第1の冷却水循環通路と前記第2の冷却水循環通路との両方に接続され内燃機関側を冷却する冷却水と電動機側を冷却する冷却水が同じ方向に流れるラジエータと、

前記第1の冷却水循環通路に設けられた第1のキャップおよび前記第2の冷却水循環通路に設けられた第2のキャップと、を有し、

前記ラジエータが、上流側タンクと、下流側タンクと、前記上流側タンクと下流側タンクとを接続するコア部と、を有し、前記上流側タンクと前記下流側タンクの各々には、第1の冷却水循環通路と前記第2の冷却水循環通路とをわける仕切りが設けられている、ハイブリッド車用動力冷却装置。

【請求項2】 前記第2の冷却水循環通路が完全密閉タイプである請求項1記載のハイブリッド車用動力冷却装置。

【請求項3】 前記第2のキャップの設定圧力が、前記第1のキャップの設定圧と前記第1の冷却水循環通路側のラジエータのコア部での圧力損失との和以上とされている請求項1記載のハイブリッド車用動力冷却装置。

【請求項4】 前記第1の冷却水循環通路のラジエータコア部の上流側圧力を E_1 、前記第1の冷却水循環通路のラジエータコア部の下流側圧力を E_2 、前記第2の冷却水循環通路のラジエータコア部の上流側圧力を H_1 、前記第2の冷却水循環通路のラジエータコア部の下流側圧力を H_2 、とした場合、 $|E_1 - H_1| > |E_2 - H_2|$ となるように前記下流側タンクに設けられた第1の冷却水循環通路と前記第2の冷却水循環通路とをわける前記仕切りに小穴が設けられている請求項1記載のハイブリッド車用動力冷却装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、複数種の動力をもつ、たとえば動力に内燃機関と電動機をもつ、ハイブリッド車の動力冷却装置に関する。

【0002】

【従来の技術】ハイブリッド車では、動力装置がたとえば内燃機関と電動機／発電機／インバータの2系統あり、それぞれの冷却目標温度が異なるため、図10に示すように、通常、冷却経路も2系統110、120ある。内燃機関側の冷却系統110は内燃機関111、ラジエータ112、ウォーターポンプ113、キャップ114を有し、電動機側の冷却系統120は、電動機／発電機121、ラジエータ122、ウォーターポンプ123、キャップ124を有する。内燃機関側の冷却系統110

と電動機側の冷却系統120とは互いに完全に独立している。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかし、従来のハイブリッド車の動力冷却装置では、ラジエータを別々に構成するため、搭載スペースが制限される車両への搭載が困難になり、かつ、部品点数、組付工数が大になってコストアップとなるという問題がある。この場合、もしも両系統を連通させると、目標温度の異なるクーラントが混じりあい、温度コントロールが困難になり、場合によっては温度コントロールが不可能になる。本発明の課題は、温度制御が可能であるという条件を維持したまま、内燃機関側の冷却系統のラジエータと電動機側の冷却系統のラジエータを一体化させたハイブリッド車の動力冷却装置を提供することにある。本発明のもう一つの課題は、内燃機関側の冷却系統のラジエータと電動機側の冷却系統のラジエータを一体化させても、一体化させた場合に両冷却系統間のもれによって生じるかもしれない冷却水の吹き出しと冷却水の減少を生じさせないようにすることにある。本発明のさらにもう一つの課題は、内燃機関側の冷却系統のラジエータと電動機側の冷却系統のラジエータを一体化させても、一体化させた場合に両冷却系統間のもれによって生じるかもしれない冷却水の流量の少ない側の冷却系統の耐圧性の増大を低くおさえるようにすることにある。

【0004】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決する本発明のハイブリッド車の動力冷却装置は、つぎの通りである。

(1) 内燃機関側を冷却する冷却水が流れる第1の冷却水循環通路と、電動機側を冷却する冷却水が流れる第2の冷却水循環通路と、前記第1の冷却水循環通路と前記第2の冷却水循環通路との両方に接続され内燃機関側を冷却する冷却水と電動機側を冷却する冷却水が同じ方向に流れるラジエータと、前記第1の冷却水循環通路に設けられた第1のキャップおよび前記第2の冷却水循環通路に設けられた第2のキャップと、を有し、前記ラジエータが、上流側タンクと、下流側タンクと、前記上流側タンクと下流側タンクとを接続するコア部と、を有し、前記上流側タンクと前記下流側タンクの各々には、第1の冷却水循環通路と前記第2の冷却水循環通路とをわける仕切りが設けられている、ハイブリッド車用動力冷却装置。

(2) 前記第2の冷却水循環通路が完全密閉タイプである(1)記載のハイブリッド車用動力冷却装置。

(3) 前記第2のキャップの設定圧力が、前記第1のキャップの設定圧と前記第1の冷却水循環通路側のラジエータのコア部での圧力損失との和以上とされている

(1)記載のハイブリッド車用動力冷却装置。

(4) 前記第1の冷却水循環通路のラジエータコア部

の上流側圧力を E_1 、前記第1の冷却水循環通路のラジエータコア部の下流側圧力を E_2 、前記第2の冷却水循環通路のラジエータコア部の上流側圧力を H_1 、前記第2の冷却水循環通路のラジエータコア部の下流側圧力を H_2 、とした場合、 $|E_1 - H_1| > |E_2 - H_2|$ となるように前記下流側タンクに設けられた第1の冷却水循環通路と前記第2の冷却水循環通路とをわける前記仕切りに小穴があげられている(1)、(2)記載のハイブリッド車用動力冷却装置。

【0005】上記(1)のハイブリッド車用動力冷却装置では、第1の冷却水循環通路と第2の冷却水循環通路と両方に接続されるラジエータを設けて、第1の冷却水循環通路のラジエータと第2の冷却水循環通路のラジエータを一体化した。この場合、第1の冷却水循環通路と第2の冷却水循環通路とはラジエータの上流側タンクと下流側タンクの各々に設けた仕切りによって分けられているので、自由な冷却水の混じり合いは抑制され、各冷却水循環通路の冷却水温度はそれぞれの目標温度に容易に維持される。上記(2)のハイブリッド車用動力冷却装置では、第2の冷却水循環通路が完全密閉タイプとされているので、ラジエータを一体化した場合の問題である、上流側タンクの仕切りにもれが生じて、第1の冷却水循環通路から第2の冷却水循環通路へ冷却水が流れこみ第2の冷却水循環通路のキャップからの吹き出しとそれによる第1の冷却水循環通路の冷却水の減少が生じることが、抑制される。上記(3)のハイブリッド車用動力冷却装置では、第2のキャップの設定圧力が、第1のキャップの設定圧と第1の冷却水循環通路側のラジエータのコア部での圧力損失との和以上とされているので、ラジエータを一体化した場合の問題である、上流側タンクで仕切りにもれが生じて、第1の冷却水循環通路から第2の冷却水循環通路へ冷却水が流れこみ第2の冷却水循環通路のキャップが先に開きそこからの吹き出しとそれによる第1の冷却水循環通路の冷却水の減少が生じることが、抑制される。上記(4)のハイブリッド車用動力冷却装置では、下流側タンクに設けられた第1の冷却水循環通路と第2の冷却水循環通路とをわける仕切りに小穴があげられているので、 H_2 がほぼ E_2 に等しくなり、第2の冷却水循環通路の系統圧は最大第1の冷却水循環通路のキャップ圧($C \equiv E_2$)と第2の冷却水循環通路のコア部での圧損 h との和 $C + h$ となる。第2の冷却水循環通路のコア部での圧損 h は第1の冷却水循環通路のコア部での圧損 e より大幅に小さいので、 $C + h$ は E_1 より小さい。したがって、ラジエータを一体化した場合の問題である、上流側タンクで仕切りにもれが生じて、仕切りに小穴があげられない場合に第2の冷却水循環通路の系統圧が最大 $C + e$ となるところを、小穴により第2の冷却水循環通路の系統圧が最大 $C + h$ に低減される。これによって、第2の冷却水循環通路の耐圧性を低くすることができる。

【0006】

【発明の実施の形態】図1は本発明の第1実施例のハイブリッド車用動力冷却装置を示し、図2は本発明の第2実施例のハイブリッド車用動力冷却装置を示し、図3は本発明の第3実施例のハイブリッド車用動力冷却装置を示し、図4は本発明の第4実施例のハイブリッド車用動力冷却装置を示す。また、図5は簡易密閉タイプの冷却水循環通路に対して設けられるキャップを示し、図6は完全密閉タイプの冷却水循環通路に対して設けられるキャップを示す。さらに、図7、8は仕切りのシールの一例を、図9は仕切りのシールのもう一例を示す。本発明の全実施例に共通する部分には本発明の全実施例にわたって同じ符号が付してある。

【0007】まず、本発明の全実施例に共通な部分を、図1および図7～図9を参照して、説明する。図1に示すように、本発明のハイブリッド車用動力冷却装置は、内燃機関側を冷却する冷却水が流れる第1の冷却水循環通路10と、電動機側を冷却する冷却水が流れる第2の冷却水循環通路20と、第1の冷却水循環通路10と第2の冷却水循環通路20とに対して1つ設けられ内燃機関側を冷却する冷却水50と電動機側を冷却する冷却水50(内燃機関側を冷却する冷却水50と同じ種類の冷却水)が同じ方向に流れるラジエータ30と、第1の冷却水循環通路10に設けられた第1のキャップ40Aおよび第2の冷却水循環通路20に設けられた第2のキャップ40Bと、を有する。

【0008】第1の冷却水循環通路10は、内燃機関11、ラジエータ30、ウォーターポンプ12を、冷却水流れ方向に順に、接続している。注水は第1のキャップ40Aを外して行われ、注水後、第1のキャップ40Aがラジエータ30に装着される。第2の冷却水循環通路20は、車輪駆動用の電動機21および発電機22、ラジエータ30、内部に空気層を有するリザーブタンク25、直流と交流を変換するインバーター23、ウォーターポンプ24を、冷却水流れ方向に順に、接続している。注水は第2のキャップ40Bを外して行われ、注水後、第2のキャップ40Bがリザーブタンク25に装着される。

【0009】図5は第1のキャップ40Aを示している。ラジエータ内冷却水圧が設定圧より上昇すると、スプリング41が撓んで弁42が開き、ラジエータ内の冷却水を穴43を通してリザーブタンク13へと流し、ラジエータ内の冷却水圧が上記設定圧より低い所定圧より低下すると、スプリング44が撓んで弁45が開き、リザーブタンク13内の冷却水を穴43を通してラジエータ内に戻す。図6は第2のキャップ40Bを示している。第2のキャップ40Bは、戻し側の弁45とスプリング44が無いことを除けば第1のキャップ40Aと類似の構造を有する。ただし、第1のキャップ40Aの設定圧と第2のキャップ40Bの設定圧は同じであるとは

限らない。

【0010】第2の冷却水循環通路20は、冷却水の圧力変化をリザーブタンク25内の空気層の膨張、収縮で吸収し第2のキャップ40Bの設定圧以下では冷却水を系統側に噴出ししない、完全密閉型の系統とされる。これに対し、第1の冷却水循環通路10は、圧力上昇時は第1のキャップ40Aから冷却水をリザーブタンク13へ吹き出し圧力下降時はリザーブタンク13から冷却水をすいもどすことにより冷却水の圧力変化を吸収する、簡易密閉型の系統とされるか、あるいは、上記の完全密閉型の系統とされる。すなわち、第1の冷却水循環通路10は簡易密閉型でも完全密閉型でもよいが、第2の冷却水循環通路20は完全密閉型でなければならない。第1の冷却水循環通路10を流れる冷却水の流量は約80リットル/分であり、第2の冷却水循環通路20を流れる冷却水の流量は約3リットル/分であり、第1の冷却水循環通路10を流れる冷却水の流量に比べて少ない。

【0011】ラジエータ30は、上流側タンク31と、下流側タンク32と、上流側タンクと下流側タンクとを接続するコア部33と、を有する。上流側タンク31と下流側タンク32の各々には、第1の冷却水循環通路10と第2の冷却水循環通路20とをわける仕切り34が設けられている。これによって、コア部33も第1の冷却水循環通路10を流れる冷却水が流れる部分33Aと第2の冷却水循環通路20を流れる冷却水が流れる部分33Bとが分けられている。第1の冷却水循環通路10を流れる冷却水の流量が約80リットル/分である場合、コア部分33Aでの圧力損失eは約0.5kgf/cm²であり、第2の冷却水循環通路20を流れる冷却水の流量が約3リットル/分である場合、コア部分33Bでの圧力損失hは約0.1kgf/cm²である。

【0012】この仕切り34のシール構造は、完全にもれが無いように製作することは難しい。図7、図8は仕切り34のシール構造の一例を示しており、図9は仕切り34のシール構造のもう一つの例を示している。ただし、シール構造34は、これらの構造に限られるものではない。図7、図8の例では、ラジエータタンク31、32が仕切り34を有し、コアチューブと連通する複数の穴を有するラジエータコアプレート35がかしめられるときに、タンク31、32とコアプレート35との間に外周ガスケット36と仕切りガスケット37が介装される。しかし、外周ガスケット36と仕切りガスケット37は別体のため外周ガスケット36と仕切りガスケット37の間に隙間38が生じる。図9の例では、外周ガスケット36と仕切りガスケット37を一体としたガスケットを用いた場合を示しているが、コアプレート35をかしめた時にコアプレート35が変形して隙間39が生じる。

【0013】上記の全実施例に共通部分の作用については、第1の冷却水循環通路10と第2の冷却水循環通路

20とに対して1つのラジエータ30を設けて、第1の冷却水循環通路のラジエータと第2の冷却水循環通路のラジエータを一体化した。この場合、第1の冷却水循環通路10と第2の冷却水循環通路20とはラジエータ30の上流側タンク31と下流側タンク32の各々に設けた仕切り34によって分けられているので、自由な冷却水の混じり合いは抑制され、各冷却水循環通路の冷却水温度はそれぞれの目標温度（たとえば、第1の冷却水循環通路10の冷却水は約80～90℃、第2の冷却水循環通路20の冷却水は約40～60℃）に容易に維持される。また、ラジエータ30を一体化したので、別々の場合よりもスペースが小になり、車両への搭載がスペース上容易になる。また、同じ冷却水を用いるので、仕切り34にもれが生じて問題も生じない。

【0014】上記の如く、シール部にもれが無いように製作することは難しいので、シール部にもれがあることを前提とし、仕切り34のシール構造にもれがあっても、第1の冷却水循環通路10および第2の冷却水循環通路20に問題が生じないように対策が施されなければならない。このために、以下の各実施例に述べるように種々の対策がとられる。以下に、本発明の各実施例に特有な部分を説明する。

【0015】本発明の第1実施例では、図1に示すように、第1の冷却水循環通路10は簡易密閉タイプとされ、第2の冷却水循環通路20は完全密閉タイプとされている。仕切り34のシール構造にもれが発生しても冷却水吹き出しとそれによる内燃機関側冷却水の減少が生じないように、第2の冷却水循環通路20のキャップ40Bのキャップ圧は、第1の冷却水循環通路10のキャップ40Aのキャップ圧Cと、第1の冷却水循環通路10のラジエータコア部分33Aの圧損eと、の和以上とされ、第2の冷却水循環通路20のキャップ40Bが第1の冷却水循環通路10のキャップ40Aより先に開くことがないようにされている。たとえば、第1の冷却水循環通路10のキャップ40Aのキャップ圧Cを0.9kgf/cm²とすると、第1の冷却水循環通路10のラジエータコア部分33Aの圧損eは流量が約80リットル/分で約0.5kgf/cm²であるから、第2の冷却水循環通路20のキャップ40Bのキャップ圧は、C+e=1.4kgf/cm²以上、たとえば1.5kgf/cm²とされる。また、第2の冷却水循環通路20のリザーブタンク25内にあるパイプ先端部26は、常に、リザーブタンク25内の冷却水面下にあるように低位に設置されている。

【0016】本発明の第1実施例の作用はつぎの通りである。ラジエータの仕切り34のシールが不完全であると、第1の冷却水循環通路10の最大圧、すなわちC+e=1.4kgf/cm²が第1の冷却水循環通路10のラジエータ上流側タンク31に発生する可能性があり、その圧力がラジエータの仕切り34のシールの不完

全により第2の冷却水循環通路20のラジエータ上流側タンク31内にかかる、第2の冷却水循環通路20のキャップ40Bのキャップ圧を $C=0.9\text{ kgf/cm}^2$ に設定した場合は第2の冷却水循環通路20のキャップ40Bが先に開いて、第1の冷却水循環通路10から第2の冷却水循環通路20に冷却水が流れ込み、第2の冷却水循環通路20のキャップ40Bから吹き出して、第1の冷却水循環通路10に冷却水減少とそれによる内燃機関冷却不全が生じる。しかし、本発明の第1実施例では第2の冷却水循環通路20のキャップ40Bのキャップ圧を $C+e=1.4\text{ kgf/cm}^2$ 以上、たとえば 1.5 kgf/cm^2 に設定しているの、第2の冷却水循環通路20のキャップ40Bから吹き出しは生じない。なお、第1の冷却水循環通路10のキャップ40Aから吹き出しは従来通りであるから問題は生じない。

【0017】第2の冷却水循環通路20のウォーターポンプ24が止まって内燃機関11が動いているときは、第2の冷却水循環通路20内で冷却水の逆流が生じる。この場合、もしも第2の冷却水循環通路20のパイプ先端部26がリザーブタンク25内の水面より上にあると空気の混入が生じるが、第2の冷却水循環通路20のパイプ先端部26がリザーブタンク25内の水面より常に下にあるように設定されているので、空気の混入は生じない。

【0018】本発明の第2実施例では、図2に示すように、第1の冷却水循環通路10は完全密閉タイプとされ、第2の冷却水循環通路20も完全密閉タイプとされている。第1の冷却水循環通路10に、下流側タンク32とウォーターポンプ12を直接結ぶ経路と並列にリザーブタンク14を介して下流側タンク32とウォーターポンプ12を結ぶ経路を設け、リザーブタンク14は空気層を有し、このリザーブタンク14に先に述べたキャップ40Bが設けられる。キャップ40Bの設定圧Cは約 0.9 kgf/cm^2 とされている。その他は本発明の第1実施例に準じる。すなわち、第2の冷却水循環通路20のキャップ40Bのキャップ圧は、第1の冷却水循環通路10のキャップ40Bのキャップ圧Cと、第1の冷却水循環通路10のラジエータコア部分33Aの圧損eと、の和以上とされ、第2の冷却水循環通路20のキャップ40Bが第1の冷却水循環通路10のキャップ40Aより先に開くことがないようにされている。また、第2の冷却水循環通路20のリザーブタンク25内にあるパイプ先端部26は、常に、リザーブタンク25内の冷却水面下にあるように低位に設置されている。本発明の第2実施例の作用は本発明の第1実施例の作用に準じる。

【0019】本発明の第3実施例は、仕切り34のシール構造にもれがあることを前提とした場合の、第2の冷却水循環通路20のキャップ圧を下げる実施例である。本発明の第3実施例では、図3に示すように、第1の冷

却水循環通路10は簡易密閉タイプとされ、第2の冷却水循環通路20は完全密閉タイプとされている。第1の冷却水循環通路10のラジエータコア部33Aの上流側圧力を E_1 、第1の冷却水循環通路10のラジエータコア部33Aの下流側圧力を E_2 、第2の冷却水循環通路20のラジエータコア部33Bの上流側圧力を H_1 、第2の冷却水循環通路20のラジエータコア部33Bの下流側圧力を H_2 、とした場合、 $|E_1 - H_1| > |E_2 - H_2|$ となるように、ラジエータ下流側タンク32に設けられた第1の冷却水循環通路10と第2の冷却水循環通路20とをわける仕切り34に小穴60が設けられている。第1の冷却水循環通路10のラジエータコア部33Aでの圧損eは $E_1 - E_2$ であり、第2の冷却水循環通路20のラジエータコア部33Bでの圧損は $H_1 - H_2$ である。第1の冷却水循環通路10のラジエータコア部33Aの下流側圧力 E_2 は第1の冷却水循環通路10のキャップ40Aのキャップ圧Cに等しい。また、上流側タンク31の仕切り34のシール部のもれ面積をa、下流側タンク32の仕切り34の小穴60の面積をbとすると、bはaに比べてはるかに大きい。

【0020】本発明の第3実施例の作用については、第2の冷却水循環通路20の系統圧は最大 $C+h$ となる。すなわち、小穴60があることによって、 E_2 と H_2 とがほぼ等しくなると、 H_2 はほぼCに等しい。そして、 H_1 は H_2 よりラジエータコア部33Bでの圧損hだけ大きいから、 H_1 はほぼ $C+h$ となる。もしも小穴60がなくa、bが成り行きとすると、 H_1 はほぼ E_1 となる場合がある(aがbに比べて大きいとき)。そして、 E_1 は $C+e$ であり、eはhに比べてはるかに大きい。したがって、小穴60があることによって、第2の冷却水循環通路20の系統圧は $C+e$ から $C+h$ に低減されることになる。これによって、第2の冷却水循環通路20の耐圧設計が楽になる。なお、本発明の第3実施例では、第2の冷却水循環通路20のキャップ40Bの設定圧は、本発明の第1実施例、第2実施例に比べて低く、 $C+h$ より少し大きめに、ただし $C+e$ よりは小さい値に設定されればよい。

【0021】本発明の第4実施例は、仕切り34のシール構造にもれがあることを前提とした場合の、第2の冷却水循環通路20のキャップ圧を下げる実施例である。本発明の第4実施例では、図4に示すように、第1の冷却水循環通路10は完全密閉タイプとされ、第2の冷却水循環通路20も完全密閉タイプとされている。第1の冷却水循環通路10に、下流側タンク32とウォーターポンプ12を直接結ぶ経路と並列にリザーブタンク14を介して下流側タンク32とウォーターポンプ12を結ぶ経路を設け、リザーブタンク14は空気層を有し、このリザーブタンク14に先に述べたキャップ40Bが設けられる。キャップ40Bの設定圧Cは約 0.9 kgf/cm^2 とされている。その他は本発明の第3実施例に

準じる。すなわち、本発明の第4実施例では、 $|E_1 - H_1| > |E_2 - H_2|$ となるように、ラジエータ下流側タンク32に設けられた第1の冷却水循環通路10と第2の冷却水循環通路20とをわける仕切り34に小穴60がけられている。本発明の第4実施例の作用は本発明の第3実施例の作用に準じる。

【0022】

【発明の効果】請求項1のハイブリッド車用動力冷却装置によれば、第1の冷却水循環通路と第2の冷却水循環通路と両方に接続されるラジエータを設けて、第1の冷却水循環通路のラジエータと第2の冷却水循環通路のラジエータを一体化したので、車両への搭載がスペース上容易になる。この場合、第1の冷却水循環通路と第2の冷却水循環通路とはラジエータの上流側タンクと下流側タンクの各々に設けた仕切りによって分けられているので、自由な冷却水の混じり合いは抑制され、各冷却水循環通路の冷却水温度をそれぞれの目標温度に容易に維持できる。請求項2のハイブリッド車用動力冷却装置によれば、第2の冷却水循環通路が完全密閉タイプとされているので、ラジエータを一体化した場合の問題である、上流側タンクの仕切りにもれが生じて第1の冷却水循環通路から第2の冷却水循環通路へ冷却水が流れこみ第2の冷却水循環通路のキャップからの吹き出しとそれによる第1の冷却水循環通路の冷却水の減少が生じることが、抑制される。請求項3のハイブリッド車用動力冷却装置によれば、第2のキャップの設定圧力が、第1のキャップの設定圧と第1の冷却水循環通路側のラジエータのコア部での圧力損失との和以上とされているので、ラジエータを一体化した場合の問題である、上流側タンクで仕切りにもれが生じて第1の冷却水循環通路から第2の冷却水循環通路へ冷却水が流れこみ第2の冷却水循環通路のキャップからの吹き出しとそれによる第1の冷却水循環通路の冷却水の減少が生じることが、抑制される。請求項4のハイブリッド車用動力冷却装置によれば、下流側タンクに設けられた第1の冷却水循環通路と第2の冷却水循環通路とをわける仕切りに小穴がけられているので、第2の冷却水循環通路の系統圧は $C+h$ となる。したがって、仕切りに小穴がけられない場合に第2の冷却水循環通路の系統圧が最大 $C+e$ となるところを、小穴により第2の冷却水循環通路の系統圧が最大 $C+h$ に低減される。これによって、第2の冷却水循環

通路の耐圧性を低くすることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例のハイブリッド車用動力冷却装置の系統図である。

【図2】本発明の第2実施例のハイブリッド車用動力冷却装置の系統図である。

【図3】本発明の第3実施例のハイブリッド車用動力冷却装置の系統図である。

【図4】本発明の第4実施例のハイブリッド車用動力冷却装置の系統図である。

【図5】本発明実施例で用いられる第1のキャップの断面図である。

【図6】本発明実施例で用いられる第2のキャップの断面図である。

【図7】本発明実施例で用いられる仕切りとそのシール構造の斜視図である。

【図8】図7の仕切りとそのシール構造の断面図である。

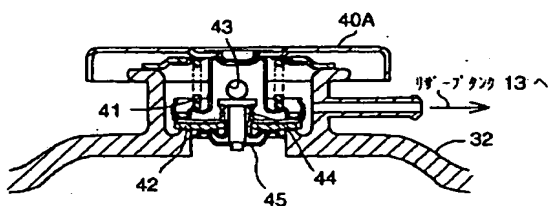
【図9】本発明実施例で用いられるもう一つの仕切りとそのシール構造の断面図である。

【図10】従来のハイブリッド車用動力冷却装置の系統図である。

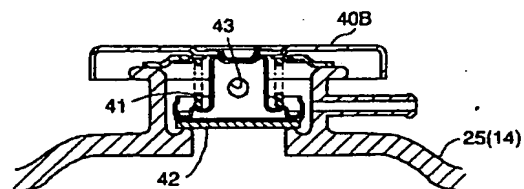
【符号の説明】

- 10 第1の冷却水循環通路
- 11 内燃機関
- 13 リザーブタンク
- 14 リザーブタンク
- 20 第2の冷却水循環通路
- 21 電動機
- 23 インバーター
- 25 リザーブタンク
- 30 ラジエータ
- 31 上流側タンク
- 32 下流側タンク
- 33 コア部
- 34 仕切り
- 40A 第1のキャップ
- 40B 第2のキャップ
- 50 冷却水
- 60 小穴

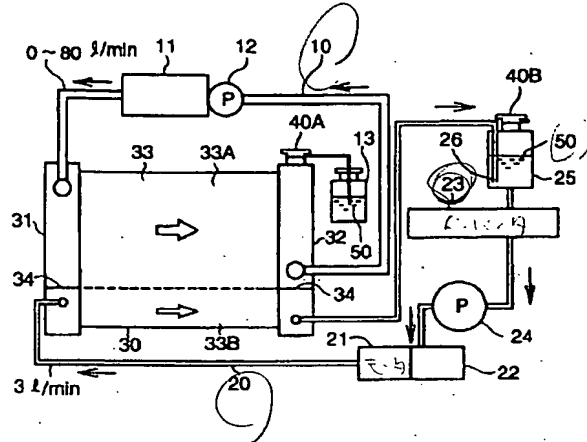
【図5】



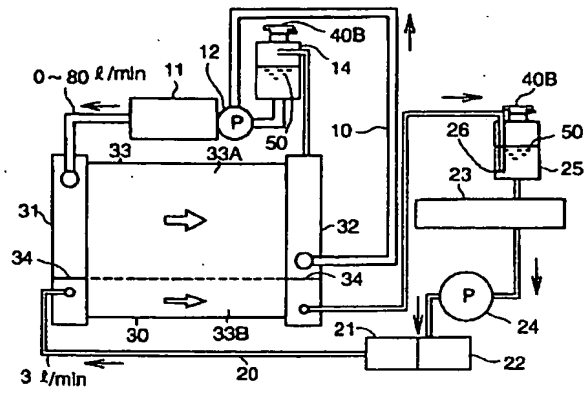
【図6】



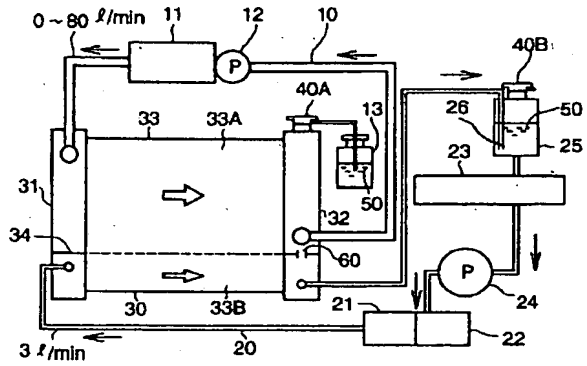
【図1】



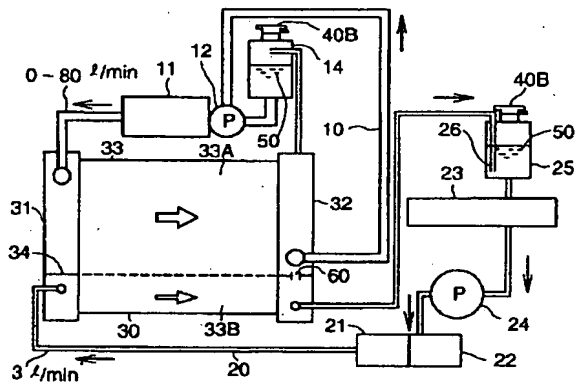
【図2】



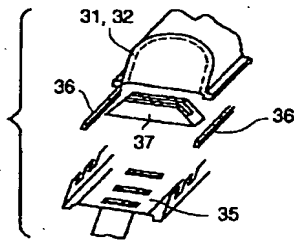
【図3】



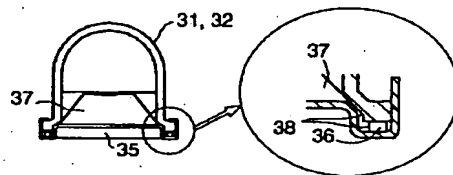
【図4】



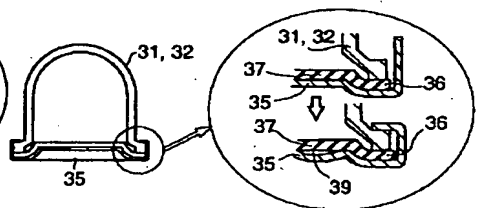
【図7】



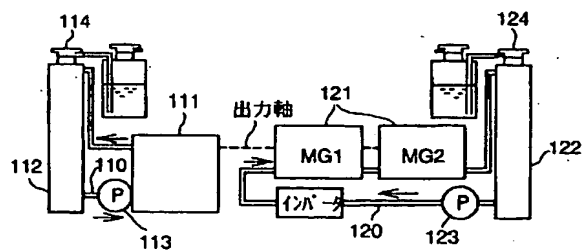
【図8】



【図9】



【図10】



(8)

特開平 1 0 - 2 5 9 7 2 1

フロントページの続き

(51)Int.Cl.⁶
H 0 2 K 9/18

識別記号

F I
H 0 2 K 9/18

B